



Espacenet

Bibliographic data: JP 2002139282 (A)

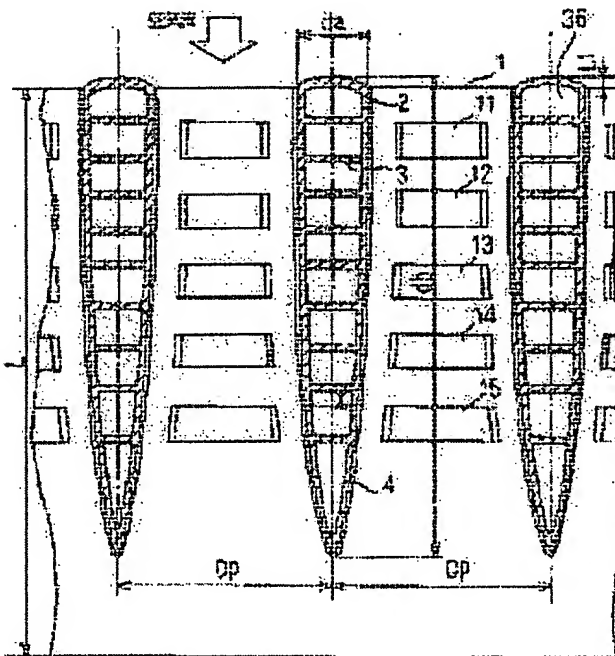
HEAT EXCHANGER, REFRIGERATING AIR CONDITIONER AND MANUFACTURING METHOD OF HEAT EXCHANGER

Publication date: 2002-05-17
Inventor(s): ISHIBASHI AKIRA; NAKAYAMA MASAHIRO; KAGA KUNIIHIKO; YAMADA KENICHI +
Applicant(s): MITSUBISHI ELECTRIC CORP +
Classification:
 - international: F28D1/053; F28F1/02; F28F1/32; (IPC1-7): F28D1/053; F28F1/02; F28F1/32
 - European: F28D1/053E; F28F1/02B
Application number: JP20000332590 20001031
Priority number(s): JP20000332590 20001031

Abstract of JP 2002139282 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To resolve a problem that a conventional heat exchanger employing a circular tube or a flat tube does not permit to improve remarkably a ventilating resistance or a heat transfer performance and contrive energy saving due to the restriction in manufacturing or structure. **SOLUTION:** A multitude of sheet type fins are arranged in parallel and flat type heat transfer tubes are inserted from the upstream side of air flow into groove holes to braze the tube to the fin whereby the heat exchanger, miniaturized in size, reduced in a ventilating resistance and excellent in heat transfer performance can be obtained.

Last updated: 26.04.2011
 Worldwide Database 5.7.23.1; 93p



A-A断面

- | | |
|---------|----------|
| Dp: 図中の | 1: 銅管フィン |
| L: フィン | 2: 銅管 |
| F: フィン | 3: 銅管 |
| J: フィン | 4: フィン |
| 11: フィン | 12: フィン |
| 13: フィン | 14: フィン |
| 15: フィン | 16: フィン |
| 17: フィン | 18: フィン |
| 19: フィン | 20: フィン |

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-139282

(P2002-139282A)

(43) 公開日 平成14年5月17日 (2002.5.17)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード [*] (参考)
F 2 8 D	1/053	F 2 8 D 1/053	A 3 L 1 0 3
F 2 8 F	1/02	F 2 8 F 1/02	A
	1/32	1/32	R
			B
			H

審査請求 未請求 請求項の数19 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2000-332590 (P2000-332590)

(22) 出願日 平成12年10月31日 (2000.10.31)

(71) 出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72) 発明者 石橋 晃

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72) 発明者 中山 雅弘

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(74) 代理人 100102439

弁理士 宮田 金雄 (外1名)

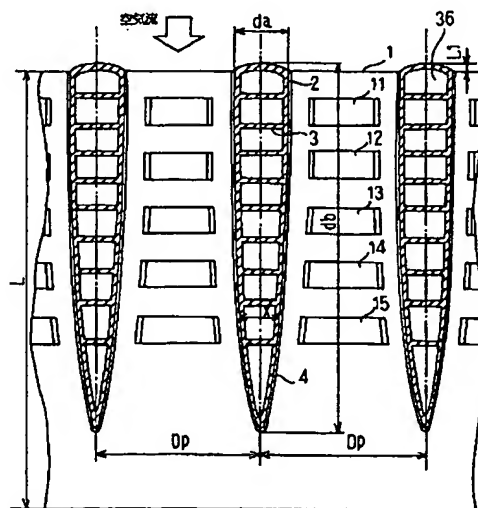
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器、冷凍空調装置、熱交換器の製造方法

(57) 【要約】

【課題】 従来の円管や扁平管を使用した熱交換器は製造上や構造上の制約から通風抵抗や伝熱性能を大幅に向上させ省エネルギーを図ることが出来ず問題であった。

【解決手段】 板状のフィン多数を平行に配置し、このフィンに扁平上の伝熱管を風の流れる風上側の側面から溝穴に挿入してフィンと伝熱管をロー付けすることにより、小型で通風抵抗が少なく、伝熱性能の良い熱交換器を得る。



A-A断面

- | | |
|-----------------|-------------|
| Dp : フィンピッチ | 1 : 板状フィン |
| L : フィン幅 | 2 : 伝熱管 |
| Fp : フィンピッチ | 3 : 管束構造 |
| da : 伝熱管の短軸径 | 4 : フィンカラー |
| db : 伝熱管の長軸径 | 1~15 : スリット |
| L1 : フィンからの突出長さ | 36 : 室 |
| X : 伝熱管の短軸径 | |

【特許請求の範囲】

【請求項1】 多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流す複数の室を設け扁平状に形成されると共に前記板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備え、前記伝熱管の扁平形状は前記一次冷媒の流れが風下方向に行くにつれて扁平の短軸方向の長さを小さくすることを特徴とする熱交換器。

【請求項2】 多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流すと共に扁平状に形成された伝熱管と、前記伝熱管を前記板状フィンの一次冷媒を流す風上側の端部から挿入可能なように前記板状フィンの端部から一次冷媒の風下側に形成されたフィン抜き穴と、を備え、前記伝熱管は前記板状フィンから常に風上側が開放されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項3】 伝熱管の前縁は板状フィンの風上側の端部付近まで前記板状フィンと接触すると共にこの端部にて前記板状フィンから突出して開放されることを特徴とする請求項1又は2記載の熱交換器。

【請求項4】 伝熱管は板状フィンの一次冷媒の最下流部端部に対し間隔を持って前記板状フィンに覆われるように挿入されていることを特徴とする請求項1乃至3のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項5】 伝熱管の外形状は、全体を曲面とすると共に風下方向に行くにつれて曲率を大きくすることを特徴とする請求項1乃至4のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項6】 外管形状にストレート部を設けることを特徴とする請求項1乃至4のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項7】 伝熱管内の複数の室の個々の断面積をほぼ同一とすることを特徴とする請求項1乃至7のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項8】 伝熱管の扁平の短軸を d_a 、長軸を d_b とすると、扁平率 $H(=d_b/d_a)$ が、 $8 \leq H$

であることを特徴とする請求項1乃至7のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項9】 板状フィンの一次冷媒が流れる方向の幅を L 、伝熱管の長軸を d_b とすると、 $1 \leq L/d_b \leq 1.5$

であることを特徴とする請求項1乃至8のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項10】 伝熱管を複数配置し、この配置方向である一次冷媒の流れとは直角方向の段方向ピッチを D_p 、伝熱管の扁平の短軸を d_a とすると、 $0.6 \leq (D_p - d_a)/D_p \leq 0.95$

であることを特徴とする請求項1乃至9のいずれかに記

載の熱交換器。

【請求項11】 板状フィンの風上側の端部と伝熱管の前縁部の距離を L_1 とすると、

$$L_1 < d_a/8$$

であることを特徴とする請求項1乃至10のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項12】 板状フィンの面上に設けられ、気体の流れに対向して開口部を有するスリットと、を備え、フィン幅 L の半分 $L/2$ の中心線に対して下流部に設けたスリットの数よりも、上流部に設けたスリットの数が多いことを特徴とする請求項1乃至11のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項13】 板状フィンの面上に設けられたスリットの脚部と前記板状フィン面の交線が、フィン面を通過する近傍の局所的な気体流れの方向とほぼ平行であることを特徴とする請求項1乃至12のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項14】 板状フィンと伝熱管は加熱して固着することを特徴とする請求項1乃至13のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項15】 伝熱管と板状フィンに同じ材料を用いることを特徴とする請求項1乃至14のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項16】 二次冷媒を圧縮機、凝縮器熱交換器、絞り装置、蒸発器熱交換器を循環させる冷凍サイクルと、を備え、前記凝縮器熱交換器及び蒸発器熱交換器の少なくとも一方に請求項1乃至15のいずれかに記載の熱交換器を用いたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項17】 一次冷媒を、凝縮器熱交換器、又は、蒸発器熱交換器のフィンの間を流す送風機と、を備え、扁平形状の伝熱管を有する熱交換器へ送風する送風機にプロペラファンを用いたことを特徴とする請求項16記載の冷凍空調装置。

【請求項18】 多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ固定され、内部に二次冷媒を流す扁平状に形成されると共に前記板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備えた熱交換器において、前記板状フィンに前記一次冷媒の流れる方向の一端を開放し他端側を閉鎖する抜き穴を形成するステップと、前記板状フィンの抜き穴に前記伝熱管を開放側である常に一方の端部から挿入して組み立てるステップと、前記板状フィンと前記伝熱管を組み立てた後で前記フィンと前記伝熱管を加熱して固着させるステップと、を備えたことを特徴とする熱交換器の製造方法。

【請求項19】 板状フィンと伝熱管を加熱して固着させた後で、板状フィンに親水材を塗付することを特徴とする特許請求18記載の熱交換器の製造方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、冷媒と気体等の流体間での熱交換を行うフィンと伝熱管を用いた熱交換器の構造及び製造方法に関するもので、またこの熱交換器を用いた空調冷凍装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来の熱交換器について図22乃至25を用いて説明する。図22は特開平2-33595号公報に開示された空調冷凍装置に用いられるフィンチューブ型熱交換器を示す部分側面図である。この熱交換器は、プレートフィンチューブ型と一般に呼ばれるもので、一定間隔で配置されその間を気体（空気）が流れる（図中で気体通過方向を40で示した）板状フィン1と、この各板状フィンへ直角に挿入され、内部に冷媒が流れる伝熱管2からなり、伝熱管の段方向（気体の通過する方向に対し直角方向）に隣接するもの同士の間の板状フィン面には、スリット群50が設けられている。スリット群はスリット50の側端部が風向に対向するように位置しており、この側端部において空気流の速度境界層および温度境界層を更新する効果を期待出来、伝熱促進が行われ熱交換能力が増大するとされている。また、スリット50の両端に形成され、板状フィン面が切り起こされた脚部が気体通過方向40に対して角度をなして設置されている。このようにすることにより、伝熱管2に沿った流れを形成し、スリットの無い場合の、伝熱管2の下流で発生する死水域（伝熱管後流部に生じる速度欠損領域）による伝熱低下を防ぐ効果があると考えられている。

【0003】また、図23に示すように、図22のプレートフィン熱交換器に断面が扁平形状の伝熱管2を用いた熱交換器も存在する。伝熱管に扁平管を用いることにより、円形状の伝熱管と比較し、通風抵抗が大幅に小さくできるという利点がある。

【0004】このような扁平形状の伝熱管を用いた熱交換器を製造するためには、図24に示すように、適宜間隔において多数重ねられた板状フィン1を治具で固定し、各板状フィン1の挿通穴6に挿入して板状フィン1と扁平熱交換器を密着させ、その後、ロウ材や、接着剤によって密着させている。

【発明が解決しようとする課題】上に述べた従来の方法では、図22の熱交換器は、伝熱管を円管としており、スリットを設置した部分での通風抵抗が増大するため、空気はスリットが存在しない伝熱管近傍の通風抵抗が比較的小さい領域を選択的に流れるため、スリット50群間を流れる空気の流速が減少し、期待した伝熱促進効果が十分に得られなかった。これはスリットの幅や設置個数に対し、フィン間を流れる空気流れに対するスリット上での境界層の形成を最適に制御するための検討が十分になされていないためであり、熱交換器の熱交換性能が十分に引き出されていないという問題があった。また、フィン1面上においてスリットを上流と下流と同数切り

起こしているために、空気温度と冷媒温度が近い下流部においては熱交換量が少ないにもかかわらず、通風抵抗のみが増大してしまうという問題点があった。また、伝熱管2に円管を用いているために、伝熱管部における通風抵抗や、伝熱管後流に生じる死水域を抑えることが難しいという問題点があった。また、拡張方式でフィン管を接合しているのでプレートフィン管の間に生じる接触熱抵抗が大きく、空気-冷媒管の熱通過率を低下させるという問題点があった。

【0005】図23の熱交換器においては、図24のように扁平管2を板状フィン1の挿通穴6内に挿入する際、図25に示すように、摩擦によって板状フィン1が屈曲する虞れがあり、その結果、板状フィン1の間隔が不均一となり、熱交換器の外観の体裁を悪くするばかりでなく、通風抵抗の増大を招くという問題がある。したがって、板状フィン1の挿通穴6内に扁平状伝熱管2を挿入するには、高い精度と熟練を要し、組み立て製造に手数と時間を要するとともに、製造コストが高むという問題があった。扁平形状の伝熱管を用いた技術として特開平10-89870号記載の伝熱管をテーバー形状として組立性を良好にしたものが提案されているが製造のしやすさを追求しているだけで熱交換器としての伝熱や通風の性能に関して無視されており、このような技術では小型化や省エネルギー効果を得ることが出来ないという問題が合った。

【0006】本発明は、上で述べたような問題点を解決するためになされたものであり、熱交換器の伝熱管部で、管部後流の死水域を減少させ、通風抵抗の減少および熱交換量の向上を図るものである。又本発明は熱伝達効率の良い熱交換器や冷凍空調装置を得るものである。又本発明は、伝熱管と板状フィンの密着性に優れ、伝熱性能が良好で、組み立て性にも優れた熱交換器や熱交換器の組立方法を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】この発明の請求項1に係る熱交換器は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流す複数の室を設け扁平状に形成されると共に板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備え、伝熱管の扁平形状は一次冷媒の流れが風下方向に行くにつれて扁平の短軸方向の長さを小さくするものである。

【0008】この発明の請求項2に係る熱交換器は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流すと共に扁平状に形成された伝熱管と、伝熱管を板状フィンの一次冷媒を流す風上側の端部から挿入可能なように板状フィンの端部から一次冷媒の風下側に形成されたフィン抜き穴と、を備え、伝熱管は板状フィンから常に風上側が開放されているものである。

【0009】この発明の請求項3に係る熱交換器は、伝熱管の前縁は板状フィンの風上側の端部付近まで板状フィンと接触すると共にこの端部にて板状フィンから突出して開放されるものである。

【0010】この発明の請求項4に係る熱交換器は、伝熱管は板状フィンの一次冷媒の最下流部端部に対し間隔を持って板状フィンに覆われるように挿入されている。

【0011】この発明の請求項5に係る熱交換器は、伝熱管の外形状は、全体を曲面とすると共に風下方向に行くにつれて曲率を大きくする。

【0012】この発明の請求項6に係る熱交換器は、外管形状にストレート部を設ける。

【0013】この発明の請求項7に係る熱交換器は、伝熱管内の複数の室の個々の断面積をほぼ同一とする。

【0014】この発明の請求項8に係る熱交換器は、伝熱管の扁平の短軸を d_a 、長軸を d_b とすると、偏平率 $H (=d_b/d_a)$ が、 $8 \leq H$ である。

【0015】この発明の請求項9に係る熱交換器は、板状フィンの一次冷媒が流れる方向の幅を L 、伝熱管の長軸を d_b とすると、 $1 \leq L/d_b \leq 1.5$ である。

【0016】この発明の請求項10に係る熱交換器は、伝熱管を複数配置し、この配置方向である一次冷媒の流れとは直角方向の段方向ピッチを D_p 、伝熱管の扁平の短軸を d_a とすると、 $0.6 \leq (D_p - d_a)/D_p \leq 0.95$ である。

【0017】この発明の請求項11に係る熱交換器は、板状フィンの風上側の端部と伝熱管の前縁部の距離を L_1 とすると、 $L_1 < d_a/8$ である。

【0018】この発明の請求項12に係る熱交換器は、板状フィンの面上に設けられ、気体の流れに対向して開口部を有するスリットと、を備え、フィン幅 L の半分 $L/2$ の中心線に対して下流部に設けたスリットの数よりも、上流部に設けたスリットの数が多いものである。

【0019】この発明の請求項13に係る熱交換器は、板状フィンの面上に設けられたスリットの脚部と板状フィン面の交線が、フィン面を通過する近傍の局所的な気体流れの方向とほぼ平行である。

【0020】この発明の請求項14に係る熱交換器は、板状フィンと伝熱管は加熱して固着するものである。

【0021】この発明の請求項15に係る熱交換器は、伝熱管と板状フィンに同じ材料を用いるものである。

【0022】この発明の請求項16に係る冷凍空調装置は、二次冷媒を圧縮機、凝縮器熱交換器、絞り装置、蒸発器熱交換器を循環させる冷凍サイクルと、を備え、凝縮器熱交換器及び蒸発器熱交換器の少なくとも一方に本発明の熱交換器を用いたものである。

【0023】この発明の請求項17に係る冷凍空調装置は、一次冷媒を、凝縮器熱交換器、又は、蒸発器熱交換器のフィンの間を流す送風機と、を備え、扁平形状の伝熱管を有する熱交換器へ送風する送風機にプロペラファ

ンを用いたものである。

【0024】この発明の請求項18に係る熱交換器の製造方法は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ固定され、内部に二次冷媒を流す扁平状に形成されると共に板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備えた熱交換器において、板状フィンに一次冷媒の流れる方向の一端を開放し他端側を閉鎖する抜き穴を形成するステップと、板状フィンの抜き穴に伝熱管を開放側である常に一方の端部から挿入して組み立てるステップと、板状フィンと伝熱管を組み立てた後でフィンと伝熱管を加熱して固着させるステップと、を備えたものである。

【0025】この発明の請求項19に係る熱交換器の製造方法は、板状フィンと伝熱管を加熱して固着させた後で、板状フィンに親水材を塗付するものである。

【0026】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 図1は本発明の実施の形態1による熱交換器のフィンおよび伝熱管を示す図で、図2はその平面図である。図3は図2のA-A断面から実施の形態1による熱交換器のフィンおよび伝熱管を見た側面図である。板状フィン1と前記板状フィン1に対して垂直に挿入された伝熱管2より構成されており、空気流に対し並列に配置され、段方向に隣接する伝熱管の間の板状フィン面に設けられたスリット11ないし15を有している。

【0027】この構造においてフィン1の積層方向のピッチ F_p は $F_p = 0.0012 \text{ m}$ であり、フィン厚み F_t は $F_t = 0.0001 \text{ m}$ 、また空気のながれ方向のフィン幅は $L = 0.0254 \text{ m}$ 、熱交換器の前面風速 U_f は $U_f = 1.0 \text{ m/s}$ 、熱交換器の段方向に隣接する伝熱管の中心の距離である段ピッチ D_p は $D_p = 0.0133 \text{ m}$ 、伝熱管は風下に行くにつれて、短軸長さ x が小さくなり、管側面の曲率が大きく、すなわち半径が小さくなる概算形状とし、フィン前縁部まで、フィンカラー4と伝熱管2がロウ付けにより、完全接合されており、伝熱管がフィンカラーと接していないのは、伝熱管前縁部のみである。また、伝熱管内には耐圧を保持するため、管内に9本の隔壁が設けられており、管内は10室に分割されている。また、各室の冷媒流路の冷媒流れ方向に対して垂直方向の断面積は同一である。フィンから伝熱管が突出している部分のフィン前縁からの長さは $L_1 = 0.0003 \text{ m}$ である。また、空気のながれ方向に平行な長軸径を $d_b = 0.022 \text{ m}$ 、空気の流れ方向に対し前縁部の短軸径を $d_a = 0.0025 \text{ m}$ とし、偏平率は $H = d_b/d_a = 8.8$ とする。伝熱管の空気の流れる方向に対する直列の数である列数は1列の例である。また、段方向の伝熱管と伝熱管の間にはスリットを5つ備えている。

【0028】上記のように構成される熱交換器におい

て、伝熱管2はアルミニウム合金製押し出し型材にて形成され、板状フィン1はアルミニウム合金製板材にて形成されている。一次冷媒である空気流はフィンの間を抜けてフィンや伝熱管と熱交換することになる。

【0029】図4は板状フィン1上に設けられたフィンカラー4とフィンの抜き穴であるフィン拡開部5である。フィンカラーはフィン拡開部全体にわたって立てられる。また、フィン拡開部は伝熱管2の外形状と同様に翼形状すなわち卵形状となっている。このように伝熱管の側面と同様に風下に行くにつれ曲率、すなわち1/半径が大きくなっている。

【0030】上記のように構成される熱交換器を組み立てる方法を図5、図6で説明する。先ずS1としてプレスによりフィンに伝熱管挿入用に扁平な抜き穴を設ける。この際フィン拡開部を同時に形成させる。所定の多数板状フィン1を図示しない治具間固定し、一定間隔でセットし抜き穴を合わせてフィン組立構造を形成させる。

【0031】次に伝熱管にロウ材を塗布(S2)し、図5(a)に示すように、伝熱管2をフィンの端部から拡開部に挿入(S3)していき、(b)に示すように、図3におけるフィンカラー4と伝熱管が密着するまで伝熱管2を移動させる。さらに熱交換器の端部位置で伝熱管とヘッダー部品を仮組立(S4)し、真空連続炉に投入してロー付け部の加熱接合(S5)を行う。炉から取り出した後でフィン表面に親水性コーティング材を塗布(S6)する。最後に温度を上げずに乾燥(S7)させる。

【0032】このように、フィンカラーと伝熱管を密着させる方法として、ロウ付けを行う場合、従来(図23-25)のように伝熱管をフィンに貫通させる方式のように、ロウ材を伝熱管に付着した場合、クリアランスの確保が困難であるため、挿入しにくい。本実施の形態の場合、伝熱管をフィン前縁から、はめ込むため、伝熱管にロウ材を塗布すれば、フィンと銅材を完全に密着させることができる。また、本実施の形態の場合、伝熱管は風下に対して、短軸長さ x が小さくなる楕円形状となっているため、従来の偏平管と比較し、ロウ材が伝熱管-フィンの密着部全体に滑らかに行き渡り易く、接触熱伝達率 αc がほぼ無限大まで大きくなることが予想される。このように翼形状や卵形状にせずストレート主体の形状でもフィン組立の側部からフィン全体に挿入する組立により製造が簡単になる。又本発明ではフィンを多数枚組み立てた状態から常に熱交換器では風上側となる一方方向から伝熱管を挿入するので製造装置が簡単になり量産が容易である。更にロー付け方法を使用しなくとも、フィン組立へ伝熱管を挿入した後で拡開部を狭める方向にフィン全体に荷重を加えることで密着性を良くし、高周波加熱により接合させることも可能である。

【0033】以上の構造の熱交換器で、熱交換器の伝熱

性能(フィン-伝熱管間の接触熱伝達率を除く)と通風抵抗について、以上に述べた形状パラメータの定性的傾向について以下に説明する。偏平伝熱管を有する熱交換器において、偏平率(=長軸 $d a$ /短軸 $d b$)が大きくなるほど通風抵抗は小さくなる。また、スリットを設けた場合、偏平率が大きいほどフィン効率は増大する。

【0034】円管熱交換器の場合、伝熱管から、フィン端部までの熱の伝わる距離が大きく、伝熱管温度とフィン端部の温度の差が大きい。一方、本実施の形態の熱交換器は伝熱管の長軸径がフィン幅に対して87%を占め、伝熱管からフィン端部まで熱が伝わる距離が小さい。そのため、伝熱管温度とフィン端部温度の差は小さい。したがって、円管熱交換器と比べ、本実施の形態の熱交換器はフィン効率が良い。また、伝熱管2の周長が増大し、伝熱管2外周部の伝熱面積が大きくなる分、空気側の熱交換量が增大する。また、フィンと管の接触部の面積が増大する分、熱交換量は向上する。また、管内では伝熱面積が大きくなるため、冷媒側の伝熱性能が向上する。

【0035】図7(a)は、冷凍サイクルに本実施の形態の熱交換器を使用した場合の室内熱交換器と送風機を示している。また、送風機は貫流送風機の例である。図7(b)は、側面がストレートとなっている偏平管および本実施の形態における伝熱管を風洞内においた場合の死水域の大きさを示している。死水域は偏平率を上げるにしたがって、小さくなるため、熱伝達率は向上し、送風機で生じる騒音を抑えることが出来る。円管の場合、風向に対して、投影断面積が大きいため、管の後流部の死水域10(伝熱管後流部に生じる速度欠損領域)は大きい。通常の偏平管は管の側面が風向に対し水平となったため、管の後流は剥離しやすい。一方本実施の形態の熱交換器は偏平率が高く、管の風向に対する投影断面積が大きい。また、本実施の形態の熱交換器は管の側面が流線形となっているため、管側面部での主流の剥離が生じにくく、死水域10は非常に小さくなっている。この死水域がフィンから離れ送風機にかかるようになることで騒音を抑えることができる。従って、死水域がフィンからあまり外部に伸びないようにする必要がある。このため風下側に行くにつれ伝熱管の外形形状の曲率を大きくしたり扁平率を変えたり、ストレートに狭くしていき死水域を小さくするほうが有利である。

【0036】伝熱管内は図3などに示すように10室に分割されているが、分割数は増えるほど、冷媒の圧力による伝熱管の変形が押さえられる。また、分割数が増えるほど、管内の伝熱面積が大きくなるため、熱交換能力は向上する。また、個別の各室の流路断面積はなるべく一定としたほうがよい。これは各室の流量、冷媒圧力損失、熱交換量を揃えることができるためである。

【0037】図8(a)は、側面がストレートとなってい

る伝熱管と本実施の形態の伝熱管における冷房時の露の付着状態を示している。露16は伝熱管の風下にて重力方向gの影響で図の下方に垂れ下がる。本実施の形態の場合、側面がストレートとなっている伝熱管と比較し、伝熱管側面の曲率が風下にいくにつれて大きくなるため、表面張力が風上方向に働き、側面がストレートの伝熱管と比べると露16が伝熱管側面に均等に付き易く、伝熱管における露16のホールドがおきにくい。また、熱交換器のフィン配置方向が上下方向であるため、図8(b)のように管側面において、本実施の形態の伝熱管の方が側面がストレートとなっている伝熱管よりも剥離しにくい。管側面での風速が大きく、露が管側後流部からフィンを伝わって流れ易い。したがって、本実施の形態の伝熱管を熱交換器に用いた場合、通風抵抗の増加が側面がストレートの伝熱管を用いた熱交換器に比べると露だれの影響を受けにくく小さくなる。

【0038】図8(b)は、本実施の形態の熱交換器を冷却器として用いた場合を示している。本実施の形態の熱交換器の場合、伝熱管後縁部とフィン後縁の間に間隔があいているため、露16がこの間隔を流路としてフィン後縁付近を流れ、熱交換器の外に飛び出していかない。よって、必ず伝熱管後縁部とフィン後縁の間に間隔をあける必要がある。また、フィン幅を小さくすると伝熱面積が小さくなり、熱交換量が小さくなるが、熱伝達率は向上、通風抵抗が減少し風量増加を図ることができる。楕円熱交換器の場合、円管熱交換器と比べ、伝熱管部の通風抵抗が小さいため、フィン幅を小さくすることによる通風抵抗低下が大きくなる。すなわち小型で通風性能の良い装置が得られる。

【0039】風向に対してフィン前縁から突出している伝熱管の前縁までの距離 L_1 は小さくすると、熱交換量が大きくなる（ただし伝熱管形状は一定）。これは、フィン-伝熱管部の接触部面積 A_c [m²]が大きくなること、伝熱管がフィン幅内に入っている面積が大きくなり、フィンの温度が全体に、伝熱管の温度に近くなるため、フィン効率が大きくなるためである。次に、上述した形状パラメータを定量的に評価するため、以下に述べる手法にて熱交換器の伝熱性能と通風抵抗を算出する。

【0040】空気と板状フィンの間の熱伝達率 α [W/(m²K)]は一般に次式で定義される。

$$\alpha = Nu \times \lambda / De$$

$$Nu = C_1 \times (Re \times Pr \times De / L / Ln / 2)^{C_2}$$

$$Re = U \times De / \nu$$

ここで、Nuはヌセルト数、Reはレイノルズ数である。Prはプラントル数、 λ は空気の熱伝導率、 ν は空気の動粘性係数、Lnは列数で、それぞれが常温常圧の場合に $Pr = 0.72$ 、 $\lambda = 0.0261$ [W/(mK)]、 $\nu = 0.00016$ [m²/s]である。また、 C_1 、 C_2 は係数である。ここで、代表長さ De [m]を次式にて定義する。

$$De = 4 \times (L \times Dp / 2 - \pi \times da \times db / 4) \times (Fp - Ft) / \{ 2 \times (L \times Dp / 2 - \pi \times da \times db / 4) + \pi \times ((da^2 + db^2) / 2)^{1/2} \times (Fp - Ft) \}$$

板状フィン間の自由通過体積基準の風速 U [m/s]と、熱交換器の前面風速 Uf [m/s]とは、以下の式で定義される。

$$U = Uf \times L \times Dp \times Fp / \{ (L \times Dp / 2 - \pi / 4 \times da \times db) \times (Fp - Ft) \} / 2$$

【0041】また、フィン効率 η は次式で定義される。

$$\eta = 1 / (1 + \psi \times \alpha)$$

$$\psi = \{ (2 \times L \times Dp / \pi)^{0.5} - ((da^2 + db^2) / 2)^{1/2} \} \times (2 \times L \times Dp / \pi)^{0.5} / ((da^2 + db^2) / 2)^{1/4} / 6 / Ft / \lambda f \times (1/2)^{0.5} \times (L / L_1 / 6)^{0.2}$$

λf [W/(mK)]は板状フィンの熱伝導率である。

【0042】一方、空気と板状フィンの間の圧力損失（通風抵抗） ΔP [Pa]は次式にて定義される。

$$\Delta P = F \times L \times Ln \times \rho \times U^2 / De$$

$$F = C_3 \times De / L / Ln / 2 + C_4 \times Re^{C_5} \times (De / L / Ln / 2)^{1+C_5}$$

ここで、 F は摩擦損失係数で、 C_3 、 C_4 、 C_5 は係数である。また、 ρ は空気の密度で、常温常圧の場合に1.2 [kg/m³]程度となる。

【0043】また、本実施の形態における熱交換器を空調冷凍装置に使用した場合の送風機駆動力低減を図るため、送風機駆動力を熱交換器の性能評価項目に追加する。送風機駆動力 Pf [W]は次式にて定義される。但し ΔP_1 は風路全体の圧力差であって、圧損である。

$$Pf = \Delta P_1 \times Q$$

ここで、 Q は熱交換器を通過する空気流量 [kg/s]であり、伝熱管長手方向の長さを W [m]、段数を Dn とすると、熱交換器の前面風速 Uf [m/s]とは以下の関係がある。

$$Uf = Q / \rho / (W \times Dp \times Dn)$$

【0044】以下、フィン幅 L 、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 、伝熱管の長軸 da 、短軸 db 、フィン幅 L をそれぞれパラメータとして ΔP を計算し、送風機駆動力 Pf 一定の条件で空気流量 Q を決定して、この時の熱交換器の熱交換能力 E を計算した。なお、スリット形状、配置は一定とする。また、熱交換能力は単位温度差当たりの熱交換量 E [W/K]で評価し、次式による。

$$E = Q \times H \times \epsilon$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-T)$$

$$T = A_o \times K / (Q \times H)$$

$$K = 1 / (1 / \alpha_o + A_o / A_i / \alpha_i + A_c / A_i / \alpha_c)$$

$$\alpha_o = 1 / (A_o / (A_p + \eta \times A_f))$$

ここで、 H [W/(kg·K)]は空気比熱、 ϵ は温度効率、 K [W/(m²K)]は熱通過率、 α_c [W/(m²K)]はフィン-伝熱管部の接触部熱伝達率、 A_o [m²]は熱交換器の空気

側全伝熱面積、 $A_p[m^2]$ は熱交換器の空気側パイプ伝熱面積、 $A_f[m^2]$ は熱交換器の空気側フィン伝熱面積、 $A_i[m^2]$ は熱交換器の冷媒側伝熱面積、 A_c はフィン-伝熱管部の接触部面積であり、熱交換器の形状に依存するパラメータ、段ピッチ D_p 、フィン幅 L 、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、伝熱管の短軸 d_a 、長軸 d_b 、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c が決まれば算出できる値である。

【0045】以下、形状パラメータと熱交換能力 E との関係を図9ないし図13に示す。なお、これらの図において熱交換能力 $E[W/K]$ は、段数が1段で、伝熱管長手方向の長さ W が単位長さのときの値である。図9は段ピッチ D_p 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、フィン幅 L 、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c を最適値の範囲内で一定とし、伝熱管の断面積一定で伝熱管2の偏平率 $H(=d_b/d_a)$ をパラメータとして熱交換能力 E を計算した結果である。図9より、偏平率は大きいほどすなわち伝熱管の形状が細長いほど熱交換性能は大きくなることが分かる。これは、偏平率が大きくなるほど通風面積が比率として大きくなり通風抵抗が小さくなるため、送風機駆動力 P_f 一定の条件から、風量 Q が増え、その結果、熱交換性能 E が大きくなるためである。また、 $8 \leq H$ の範囲であれば最大値に対して5%以内であり、熱交換性能 E は十分に大きい。

【0046】図10は段ピッチ D_p 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、フィン幅 L 、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 、伝熱管2の短軸 d_a 、長軸 d_b 、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c を最適値の範囲内で一定とし、段ピッチ D_p および短軸 d_a をパラメータとして熱交換能力 E を計算した結果である。図10より、パラメータ $(D_p - d_a)/D_p$ は0.8付近で最大となり、 $0.6 \leq (D_p - d_a)/D_p \leq 0.95$ の範囲であれば最大値に対して5%以内であり、熱交換性能 E は十分に大きい。なお、5%は目標値を確実に得られるような範囲として選択している。これは、パラメータ $(D_p - d_a)/D_p$ は大きくしたとき、 $(D_p - d_a)/D_p < 0.8$ の範囲であれば、通風抵抗は比例して小さくなり、送風機駆動力 P_f 一定の条件から、風量 Q が増え、その結果、熱交換性能 E が大きくなる。また、 $0.8 \leq (D_p - d_a)/D_p$ の範囲では $(D_p - d_a)/D_p$ は大きくしたとき、フィン効率が小さくなり、管外熱伝達率 α_o は小さくなり、その結果、熱交換性能 E が小さくなる。ここで説明したパラメータ $(D_p - d_a)/D_p$ は風路としての熱交換器部分の圧力損失を示しており、上記説明を言いかえるとパラメータが0.6から0.95の範囲とは風路損失が小さいという開放領域のP-Q特性が望ましい、すなわちプロペラファンのようなファンとの組み合わせが良いということを示している。

【0047】図11は段ピッチ D_p 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、フィン前縁から伝熱管の前縁までの距離 L_1 、偏平管の短軸 d_a 、長軸 d_b 、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c を最適値の範囲内で一定とし、フィン幅 L をパラメータとして熱交換能力 E を計算した結果である。図11よりフィン幅 L が長軸 d_b に対し、 $L = 1.2 d_b$ 付近で最大となり、 $d_b \leq L \leq 1.5 d_b$ の範囲であれば最大値に対して5%以内、すなわち確実に目標値が得られる値であり、熱交換性能 E は十分に大きい。これは、 L を大きくしたとき、 $d_b \leq L \leq 1.5 d_b$ の範囲であれば、伝熱面積の増加に伴い、熱交換能力 E が向上するが、 $1.5 d_b \leq L$ では、通風抵抗増大による風量低下が熱交換能力 E に対して支配的となりため、熱交換能力 E は急激に低下する。

【0048】図12は段ピッチ D_p 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、伝熱管の短軸 d_a 、長軸 d_b 、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c を最適値の範囲内で一定とし、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 をパラメータとして熱交換能力 E を計算した結果である。図10より、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 は小さいほど熱交換性能 E は大きくなることが分かる。これは、 L_1 が大きいほど伝熱管とフィンカラーの接触面積 A_c が小さくなること、伝熱管がフィン幅の中に入り込んでいる距離が小さくなるため、フィン効率 ϵ が小さくなるためである。しかし、 $0 < L_1 < L/8$ であればの範囲であれば最大値に対して5%以内であり、熱交換性能 E は十分に大きい。

【0049】図13は段ピッチ D_p 、フィンピッチ F_p 、フィン厚さ F_t 、フィン幅 L 、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 L_1 、伝熱管の長軸 d_a 、短軸 d_b を最適値の範囲内で一定とし、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c をパラメータとして熱交換能力 E を計算した結果である。図13より、フィン-伝熱管部接触熱伝達率 α_c は大きいほど熱交換性能 E は大きくなることが分かる。フィン-伝熱管の密着方法として、拡管方式では、 $\alpha_c = 10000 [W/m^2 K]$ であるが、炉中ロウ付けによる加熱接合を行うことによって、 α_c は無量大となる。この場合、熱交換能力 E は約8%向上する。

【0050】次にスリットについて述べる。図14は気体通過方向40対するスリットの幅、位置を示したものである。スリット幅は5本とも同じで、スリット11-15はスリット幅 $e_1 = e_2 = e_3 = e_4 = e_5 = 0.002 m$ 。また、スリット長さは、 $f_1 = f_2 = 0.0059 m$ 、 $f_3 = 0.0064 m$ 、 $f_4 = 0.0069 m$ 、 $f_5 = 0.0074 m$ 。また、スリットの位置はフィン前縁部からの距離で示すと、風上側から、フィン前縁とスリット11の間が $w_1 = 0.002 m$ 、スリット11と12の間が $w_2 = 0.002 m$ 、スリット12と13の間が $w_3 = 0.002 m$ 、13と14の間が $w_4 = 0.002 m$ 、14と15の間が $w_5 = 0.002 m$ である。なお、ここでは、段ピッチ D

p、フィン幅し、フィン前縁から伝熱管2の前縁までの距離 l_1 、伝熱管の短軸 d_a 、長軸 d_b をほぼ最適値の範囲内で一定にする。

【0051】熱交換器のフィン1間を流れる空気は、フィンとの間で熱交換されることにより加熱または冷却される。図15は、スリット上で発達する温度境界層の様子を示している。フィンの表面では図15(a)で示すように温度境界層が発達し、伝熱はこの境界層30を介して行われる。一般に境界層30が薄いほど空気とフィンとの単位温度差あたりの伝熱量は大きく、図15(b)に示すように、スリット33、34、35の風上側先端では温度境界層が更新され、スリット33、34、35の空気流れ方向上流端での温度境界層厚みが非常に薄くなる。フィンは積み方向にピッチ F_p で積層されており、たとえば、スリット33の空気流れ方向上流端から発達する境界層30は下流の位置で積み方向に隣合うスリット34から発達した境界層30と干渉する。干渉が発生した位置より下流では、境界層の厚みは一定であり、ながれ方向の単位長さあたりの伝熱量は一定値となる。一方、温度境界層の厚みを d_t とすると、スリットの空気流れ方向上流端から流れ方向の距離 y [m]における温度境界層の厚み d_t [m]は、以下の式で表される。

$$d_t = 5.0 \times (\nu \times y / U)^{0.5} / Pr^{0.3}$$

ここで、 ν は動粘性係数であり常温常圧の空気の場合 $\nu = 0.000016$ [m²/s]である。また、 U は前述の自由通過基準の風速で $U = 1.31$ [m/s]である。また、 Pr はプラントル数で常温常圧の空気の場合、 $Pr = 0.72$ である。いまフィン間隔 H_f を $H_f = F_p - F_t$ と定義し、スリットの、フィンの積層方向の位置が $H_f/2$ のとき、スリット表面と空気との伝熱が促進されるのは、スリットの下流、すなわち $x = e$ での上記温度境界層の厚み d_t がフィン間隔 H_f の $1/2$ よりも小さいことが必要である。ただし、 e [m]はスリット幅を示す。したがってスリット幅 e は、

$$e \leq U / \nu \times Pr^{0.6} \times (H_f / 10)^2 = 510 \times U \times F_p^2$$

の条件を満たすように設定する。空調用熱交換器の標準的な使用範囲では、自由通過体積基準の風速は $U = 0.5 \sim 2$ m/sであるので、

$$e \leq 255 \times H_f^2 \sim 1020 \times H_f^2$$

である。ただし、計算に際して、 e 、 H_f の単位はともに[m]であることに注意を要する。たとえば、 $F_p = 0.0012$ m、 $F_t = 0.0001$ mとすれば、 $H_f = 0.0011$ mであり、 $e \leq 0.00031 \sim 0.00123$ m、の範囲となる。なお、スリットの、フィンの積層方向の位置が $H_f/2$ 以外の場合においても、上記の考え方でスリット幅 e を設定すれば、概ね同様の効果を奏する。さて、このとき、スリット面の単位面積当たり、単位温度あたりの伝熱量を表す熱伝達率 α_s (W/m²K)は以下のように与えられる。

すなわち、 $\alpha_s = k / e \times 0.664 \times Re^{0.5} \times Pr^{0.3}$ ただし、 k は空気の熱伝導率、 Pr はプラントル数であり、それぞれ常温常圧の場合に、 $k = 0.0261$ [W/mK]、 $Pr = 0.72$ [-]である。また、 Re はレイノルズ数で、以下のように定義される。

$$Re = U \times e / \nu$$

したがって、

$$\alpha_s = 3.914 \times (U/e)^{0.5}$$

$e \leq 510 \times U \times H_f^2$ を代入すれば、

$$\alpha_s \geq 0.173 / H_f$$

一方、スリットが無い場合の平面フィンの熱伝達率 α_b (W/m²K)はおおよそ以下のように計算できる。

$$\alpha_b = k / (H_f \times 2) \times 4.3$$

したがって、

$$\alpha_b = 0.056 / H_f$$

いま空気の流れ方向に沿ったフィン幅 L のフィン平面状のスリット数を N とすると、有効熱伝達率 α_{eff} は上述の2つの熱伝達率の面積加重平均となる。すなわち、 $\alpha_{eff} = \alpha_b + (N \times e / L) \times (\alpha_s - \alpha_b) = 0.056 / H_f \times \{1 + N \times (1274 \times U \times H_f^2 / L)\}$ したがって α_{eff} は N が大きくなると増加する。

【0052】一方、スリット個数 N の最適値を与えるため通風抵抗と N の関係について述べる。流れ方向に沿ったスリットの個数 N が多いと上に述べた境界層の更新の効果で、伝熱量は増加するものの、熱交換器の通風抵抗が増加し、送風駆動力 P_f が大きくなるため、個数 N を限定する必要がある。いま、スリットのないフィン間の単位長さあたりの圧力損失(通風抵抗) ΔP_b は以下のように与えられる。

$$\Delta P_b = 32 / Re_{fp} \times (1 / H_f) \times 1 / 2 \times (\gamma / g) \times U^2$$

ここで Re_{fp} は以下のように定義される。

$$Re_{fp} = U \times (2 \times H_f) / \nu$$

また、 γ は常温常圧の空気の比重量 [N/m³]、 g は重力加速度 [m/s²]である。一方、スリット部分の単位長さあたりの圧力損失(通風抵抗) ΔP_s は一般に、

$$\Delta P_s = 2 \times 1.328 / Re_a^{0.5} \times (1 / H_f) \times 1 / 2 \times (\gamma / g) \times U^2$$

したがって、圧力損失(通風抵抗)の和 ΔP^* は

$$\Delta P^* = \{(L - N \times e) \times 32 / Re_{fp} \times (1 / H_f) + N \times e \times 2.656 / Re_a^{0.5} \times (1 / H_f)\} \times 1 / 2 \times (\gamma / g) \times U^2 = L \times \Delta P_b + N \times e \times (\Delta P_s - \Delta P_b)$$

したがって、スリットの個数 N に比例して通風抵抗 ΔP^* が増大することを意味する。そこで送風機駆動力 P_f を一定にして、単位長さ当たりの熱交換能力 E^* を計算する。

【0053】図16はスリットの個数 N をパラメーターにして、送風機駆動力 P_f を一定にして、伝熱管長手方向の単位長さ当たりの熱交換能力 E^* を計算したもので

ある。図16より熱交換能力 E^* は $N=5$ 付近で最大値をとる。これは、通風抵抗は線形的に増加するが、伝熱量 q は一定値に漸近するため、 $N=5$ 以上のスリットを切り起こすと圧力損失(通風抵抗) ΔP^* の増分が、伝熱量 q の増分よりも大きく、風量 Q が低下するためである。したがって、スリットは本実施の形態では5本とすることが望ましいが3本から8本の範囲であれば、熱交換能力 E^* は十分に大きく、効果を発揮する。また、スリットは、気流上流のスリットの影響を避けるため、スリットの前後の間隔を開けるよう概等間隔に並べることが望ましい。

【0054】風上部では空気とフィンの温度差が大きいため、スリットの前縁効果による熱交換量も大きい。また、下流よりも多くスリットを切り起こす必要がある。特に本実施の形態の熱交換器では、フィン内での風速分布が円管熱交換器と比べて小さいため、局所的に高い風速部がスリット前縁に衝突せず、スリットに付けたときの通風抵抗の増分が円管熱交換器より小さい。また、伝熱管2の後流部の死水域が円管熱交換器と比べて小さいため、下流部でスリットを多数付け、整流を行わなくてよい。したがって、フィン幅 L の半分 $L/2$ の中心線に対して上流部に多くスリットを設ける。また、本実施の形態の熱交換器はフィン内で速度分布が小さいため、上流部では整流のために下流側に対してスリットを幅広くしなくてよい。

【0055】実施の形態2。図17は実施形態2を示す図で、冷凍空調装置の冷媒回路図である。図に示す冷媒回路は、圧縮機21、凝縮熱交換器22、絞り装置23、蒸発熱交換器24、送風機25、送風機用モータ26により構成されている。この構成で塩素を含まない冷媒は圧縮機21から高温高压の状態て吐出され、凝縮熱交換器22で凝縮され放熱し、絞り装置23で膨張して低压となり、蒸発熱交換器24にて蒸発して吸熱して圧縮機に吸入される。上述の実施に形態1による熱交換性能の良い熱交換器を凝縮熱交換器22または蒸発熱交換器24、もしくは両方に用いた冷媒を使用した冷凍サイクルにより、エネルギー効率の高いエアコンのような空調装置や冷蔵庫や冷凍倉庫のような冷蔵冷凍装置を実現することが出来る。ここで、エネルギー効率は、例えばエアコンでは次式で構成されるものである。

暖房エネルギー効率=室内熱交換器(凝縮器)能力/全入力

冷房エネルギー効率=室内熱交換器(蒸発器)能力/全入力

【0056】各熱交換器にはインバータにより効率良く駆動される送風機用モータ26にて送風機が駆動され、各熱交換器のフィン1間に通風が行われる。実施の形態1に記載した扁平状の伝熱管を図9ないし図13のように適切な配置と形状に選択することにより、更にこの扁平状の伝熱管の間のフィンに設けたスリットを温度

境界層が干渉せず、かつ、通風抵抗の少ないように配置することにより伝熱性能のみならず通風性能をも向上させて所定の能力を十分発揮させる装置であって、小型であるばかりでなく、より省エネルギー効果の高い冷凍空調装置を得ることが出来る。

【0057】図18、図19にてエアコンで冷房を行う場合の空調装置の蒸発熱交換器24と送風機25の室内機の構成を説明する。27は室内機ユニット、28は空気吹出口、29はガイドベーン、36は結露した水をためるドレン皿である。図19のごとく室内の空気を周囲から吸い込む熱交換器はフィン1に扁平状の伝熱管2を通風方向から挿入した形状で構成されている。扁平部の内部には冷媒が流れる多数の溝である室が設けられており扁平の形状はストレートの外形をしている。このような熱交換器を中央の空間を取り巻く形で5つに分けて配置し、周囲から空気を吸い込んで伝熱管、フィンを介して図17の冷媒回路を循環する冷媒で吸熱し空気を冷却している。

【0058】図18のように熱交換器の外周から軸方向に設けられた送風機25が回転して空気を中央に吸い込み、冷却された熱交換器24の中央の空間の空気はガイドベーン29により方向を変えられ下方に設けられた吹出口から吹出される。図では片側に送風機を設けた説明をしているが、この送風機は両側に設けても、あるいは片側1つだけでなく2つ以上の複数も行けても良いことは当然である。更に送風機としてプロペラファンを使用し、かつ風を流す方向に傾けて設けられており、ユニットの通風路全体として大きな通風抵抗となる仕切りや曲がりをつけておらず、送風機のPQ特性として低い通風抵抗の領域で使用できるので一層エネルギー低減の効果が得られる。更に熱交換器と送風機の間を離し伝熱管の下流に発生する死水域が送風機の回転するファンにかからないようにすることで騒音を押さえることが出来る。扁平形状の伝熱管を有する熱交換器に送風するファンをプロペラファンを使用することによりファンの圧力が低く風量が大い範囲で使用することが出来、すなわち開放側を使用するので使用するエネルギーを大幅に減らすことが出来る。

【0059】図20はエアコンの室外機のように凝縮熱交換器22と送風機25の配置の構成を示す図で、熱交換器22の伝熱管2の中を流れる冷媒からの熱をフィン1を介してフィン間を通風する空気に伝えこの加熱された空気を送風機25のファンの回転により屋外に吹出す構成である。なお本発明の実施の形態1のごとく伝熱管2はフィン1の空気を吸いこむ流入側で図のように開放されている。なお熱交換器22からの空気を吸いこんで外部に吹出させる送風機25は並列に2台設けられた配置を示している。なおこの図では熱交換器と送風機の配置構成の例を示すだけでエアコンの室外機に設けられているその他の部品や室外機の構造を示す箱体や通風回路

などは記載していない。このような配置構成により熱交換器や送風機の数を増減するだけで能力変化に対応でき、かつ、簡単な構成で省エネルギー効果の大きな装置を得ることが出来る。

【0060】図19のように熱交換器で中央の空間を取り巻く形で配置し各熱交換器には扁平形状の伝熱管8本が設けられ、各伝熱管には冷媒通路となる溝が14室配置されている。このような複数の熱交換器へ冷媒をどのように循環させるかを図21の構成図で示す。37はヘッダーであり、冷媒回路を循環する冷媒は先ず1つの熱交換器のヘッダー37にはいり、このヘッダーから扁平形状の伝熱管8本に並列に冷媒が流れフィンを通して空気へ温熱もしくは冷熱を伝える。他の熱交換器にはヘッダーを介して流れ循環させる。ヘッダーは伝熱間の両端に設けられており、ヘッダー内部に仕切りを設けずに各伝熱管内の溝はすべて並列に接続させても良いし、ヘッダー内部に仕切りを設け各伝熱管内の溝を複数のブロックに分けてこのブロックを直列につなぎ冷媒を流すことも可能である。扁平伝熱管は多数の溝の中を冷媒を通すし、ヘッダーは円筒状に形成できるので冷媒の圧力が高くなっても信頼性の高い構造であり、圧力の高い冷媒、例えば炭酸ガスのような自然冷媒やR410Aのように圧力が高く塩素を含まない代替フロンに対しても信頼性の高い装置が得られる。

【0061】なお、上述の実施の形態1および実施の形態2で述べた熱交換器およびそれを用いた空調冷凍装置については、HCFC(R22)やHFC(R116、R125、R134a、R14、R143a、R152a、R227ea、R23、R236ea、R236fa、R245ca、R245fa、R32、R41、RC318などや、これら冷媒の数種の混合冷媒R407A、R407B、R407C、R407D、R407E、R410A、R410B、R404A、R507A、R508A、R508Bなど)、HC(ブタン、イソブタン、エタン、プロパン、プロピレンなどや、これら冷媒の数種混合冷媒)、自然冷媒(空気、炭酸ガス、アンモニアなどや、これら冷媒の数種の混合冷媒)、またこれら冷媒の数種の混合冷媒など、どんな種類の冷媒を用いても、その効果を達成することが出来る。

【0062】また、一次冷媒、二次冷媒の作動流体として、空気と冷媒の例を示したが、他の気体、液体、気液混合流体を用いても、同様の効果を奏する。

【0063】また、伝熱管とフィンとは異なった材料を用いていることが多いが、伝熱管とフィンに銅、伝熱管とフィンにアルミなど、同じ材料を用いることで、フィンと伝熱管のロウ付けが可能となり、フィン部と伝熱管の接触熱伝達率が飛躍的に向上し、熱交換能力が大幅に向上する。また、異種金属を使わないことにより、電流が流れたりするトラブルを防止でき、又、装置廃却時のリサイクル性も向上させ環境保護に益することが多い。

【0064】また、伝熱管とフィンとを密着させる方法として、炉中ロウ付けを行う場合、フィンに親水材を塗布するのに後処理で行うことで、前処理の場合のロウ付け中の親水材の焼け落ちを防ぐことができる。

【0065】なお、耐圧強度を挙げようとする場合、肉厚を大きくしたり、伝熱管内部の隔壁3を増やす等の対策を講じればよいが、管内流路断面積を同一としたまま、肉厚を大きくすると、楕円伝熱管の外径寸法も増加し、伝熱管のコストも上昇するが、段ピッチ、列ピッチ、偏平率、切り起こしフィンの数や形状などの調整により、通風抵抗と伝熱促進のバランスを加味して、これらの値を適切に設定してやれば本実施の形態の効果を十分に発揮することができる。

【0066】なお、上述の実施の形態1および実施の形態2で述べた熱交換器およびそれを用いた空調冷凍装置については、鉱油系、アルキルベンゼン油系、エステル油系、エーテル油系、フッ素油系など、冷媒と油が溶ける溶けないにかかわらず、どんな冷凍機油についても、その効果を達成することができる。

【0067】

【発明の効果】この発明の請求項1に係る熱交換器は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流す複数の室を設け扁平状に形成されると共に板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備え、伝熱管の扁平形状は一次冷媒の流れが風下方向に行くにつれて扁平の短軸方向の長さを小さくするので、熱交換能力が高く、通風抵抗が小さい熱交換器が得られる。

【0068】この発明の請求項2に係る熱交換器は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ挿入され、内部に二次冷媒を流すと共に扁平状に形成された伝熱管と、伝熱管を板状フィンの一次冷媒を流す風上側の端部から挿入可能なように板状フィンの端部から一次冷媒の風下側に形成されたフィン抜き穴と、を備え、伝熱管は板状フィンから常に風上側が開放されているので、性能が良く、量産が簡単な熱交換器が得られる。

【0069】この発明の請求項3に係る熱交換器は、伝熱管の前縁は板状フィンの風上側の端部付近まで板状フィンと接触すると共にこの端部に板状フィンから突出して開放されるので、熱交換能力が高い熱交換器が得られる。

【0070】この発明の請求項4に係る熱交換器は、伝熱管は板状フィンの一次冷媒の最下流部端部に対し間隔を持って板状フィンに覆われるように挿入されているので、結露に対し信頼性の高い熱交換器が得られる。

【0071】この発明の請求項5に係る熱交換器は、伝熱管の外形形状は、全体を曲面とすると共に風下方向に行くにつれて曲率を大きくするので、通風や熱交換の性

能が良い熱交換器が得られる。

【0072】この発明の請求項6に係る熱交換器は、外管形状にストレート部を設けるので、伝熱管とフィンの接触が良好な製品が得られる。。

【0073】この発明の請求項7に係る熱交換器は、伝熱管内の複数の室の個々の断面積をほぼ同一とするので、管内の冷媒の流れがほぼ同一となり熱交換性能が高くなる。。

【0074】この発明の請求項8に係る熱交換器は、伝熱管の扁平の短軸を d_a 、長軸を d_b とすると、扁平率 $H (= d_b / d_a)$ が、 $8 \leq H$ であるので、性能の良い熱交換器が得られる。

【0075】この発明の請求項9に係る熱交換器は、板状フィンの一次冷媒が流れる方向の幅を L 、伝熱管の長軸を d_b とすると、 $1 \leq L / d_b \leq 1.5$ であるので、小型で性能の良い熱交換器が得られる。

【0076】この発明の請求項10に係る熱交換器は、伝熱管を複数配置し、この配置方向である一次冷媒の流れとは直角方向の段方向ピッチを D_p 、伝熱管の扁平の短軸を d_a とすると、 $0.6 \leq (D_p - d_a) / D_p \leq 0.95$ であるので、ファン駆動力を一定とした場合、熱交換量の大きな性能の良い熱交換器が得られる。

【0077】この発明の請求項11に係る熱交換器は、板状フィンの風上側の端部と伝熱管の前縁部の距離を L_1 とすると、 $L_1 < d_a / 8$ であるので、熱交換性能が高い熱交換器が得られる。

【0078】この発明の請求項12に係る熱交換器は、板状フィンの面上に設けられ、気体の流れに対向して開口部を有するスリットと、を備え、フィン幅 L の半分 $L / 2$ の中心線に対して下流部に設けたスリットの数よりも、上流部に設けたスリットの数が多いので、熱交換能力が高く、通風抵抗が小さい熱交換器が得られる。

【0079】この発明の請求項13に係る熱交換器は、板状フィンの面上に設けられたスリットの脚部と板状フィン面の交線が、フィン面を通過する近傍の局所的な気体流れの方向とほぼ平行であるので、熱交換能力が高く、通風抵抗が小さい熱交換器が得られる。

【0080】この発明の請求項14に係る熱交換器は、板状フィンと伝熱管は加熱して固着するものであるので、熱交換能力が高い熱交換器が得られる。

【0081】この発明の請求項15に係る熱交換器は、伝熱管と板状フィンに同じ材料を用いるので、信頼性が高く環境対策にも優れた装置が得られる。

【0082】この発明の請求項16に係る冷凍空調装置は、二次冷媒を圧縮機、凝縮器熱交換器、絞り装置、蒸発器熱交換器を循環させる冷凍サイクルと、を備え、凝縮器熱交換器及び蒸発器熱交換器の少なくとも一方に熱交換性能の良い熱交換器を用いたので、エネルギー効率の高い冷凍空調装置が得られる。

【0083】この発明の請求項17に係る冷凍空調装置

は、一次冷媒を、凝縮器熱交換器、又は、蒸発器熱交換器のフィンの間を流す送風機と、を備え、扁平形状の伝熱管を有する熱交換器へ送風する送風機にプロペラファンを用いたので、性能が良く省エネルギー性の高い装置が得られる。

【0084】この発明の請求項18に係る熱交換器の製造方法は、多数平行に配置され、その間を一次冷媒が流れる板状フィンと、この各板状フィンへ固定され、内部に二次冷媒を流す扁平状に形成されると共に板状フィンに流れる一次冷媒を扁平の長軸方向に沿って流すように複数配置された伝熱管と、を備えた熱交換器において、板状フィンに一次冷媒の流れる方向の一端を開放し他端側を閉鎖する抜き穴を形成するステップと、板状フィンの抜き穴に伝熱管を開放側である常に一方の端部から挿入して組み立てるステップと、板状フィンと伝熱管を組み立てた後でフィンと伝熱管を加熱して固着させるステップと、を備えたので、信頼性が高く性能の良い熱交換器を簡単に量産できる。

【0085】この発明の請求項19に係る熱交換器の製造方法は、板状フィンと伝熱管を加熱して固着させた後で、板状フィンに親水材を塗付するので、信頼性の高い熱交換器を製造できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の実施の形態1の熱交換器構成を表す外観図。

【図2】 この発明の実施の形態1の熱交換器構成を表す平面断面図。

【図3】 この発明の実施の形態1の熱交換器構成を表す部分正面図。

【図4】 この発明の実施の形態1のフィンカラーおよびフィン拡開部を示す部分外観図。

【図5】 この発明の実施の形態1の熱交換器の組み立て方法を示す説明図。

【図6】 この発明の実施の形態1の熱交換器の組み立て手順を示すフローチャート。

【図7】 円管、扁平管および実施の形態1の伝熱管の死水域10の発生状況を表す比較図。

【図8】 扁平管および実施の形態1の伝熱管の冷房時の露の流れかたを示す比較図。

【図9】 この発明の実施の形態1の伝熱管の扁平率と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図10】 この発明の実施の形態1の段ピッチおよび伝熱管の短軸径と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図11】 この発明の実施の形態1のフィン幅と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図12】 この発明の実施の形態1のフィン前縁と伝熱管前縁の距離と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図13】 この発明の実施の形態1のフィン-伝熱管間の接触熱伝達率と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図14】 この発明の実施の形態1のスリット形状お

よび形状の詳細を表す平面断面図。

【図15】 板状フィンとスリット上の温度境界層の発達状況との関係を示す説明図。

【図16】 この発明の実施の形態1のスリット数と熱交換能力との関係を示す特性図。

【図17】 この発明の実施の形態2の冷凍空調装置の構成を表す冷媒回路図。

【図18】 この発明の実施の形態2の冷凍空調装置の熱交換器と送風機を示す説明図。

【図19】 この発明の実施の形態2の冷凍空調装置の熱交換器の構成を示す説明図。

【図20】 この発明の実施の形態2の冷凍空調装置の熱交換器と送風機を示す説明図。

【図21】 この発明の実施の形態2の冷凍空調装置の熱交換器の構成を示す説明図。

【図22】 従来の円管熱交換器の構成を表す平面断面図および部分側面図。

【図23】 従来の偏平管熱交換器の構成を表す外観

図。

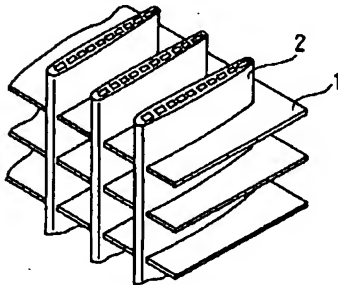
【図24】 従来の偏平管熱交換器の組み立て方法を示す説明図。

【図25】 従来の偏平管熱交換器の組み立てにおける現象を示した説明図。

【符号の説明】

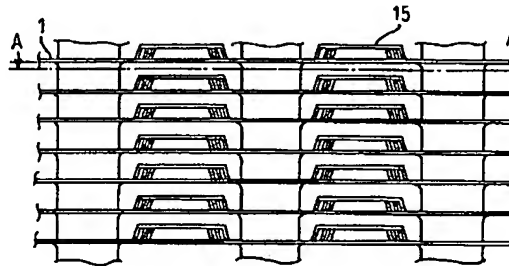
1 板状フィン、 2 伝熱管、 3 管内隔壁、 4 フィンカラー、 5 フィン拡張部、 6 挿通穴、 10 死水域、 11~15 スリット、 16 露、 21 圧縮機、 22 凝縮器熱交換器、 23 絞り装置、 24 蒸発器熱交換器、 25 送風機、 26 送風機用モータ、 30 温度境界層、 31~33 スリット、 da 伝熱管の短軸径、 db 伝熱管の長軸径、 Dp 段ピッチ、 ele5 スリット幅、 f1~f5 スリット長さ、 L 板状フィン1のフィン幅、 l1 板状フィン1の前縁と伝熱管2の前縁の距離、 w1~w5 スリット間距離。

【図1】

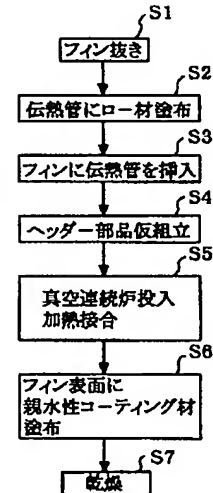


1: 板状フィン
2: 伝熱管

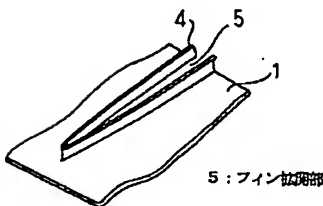
【図2】



【図6】

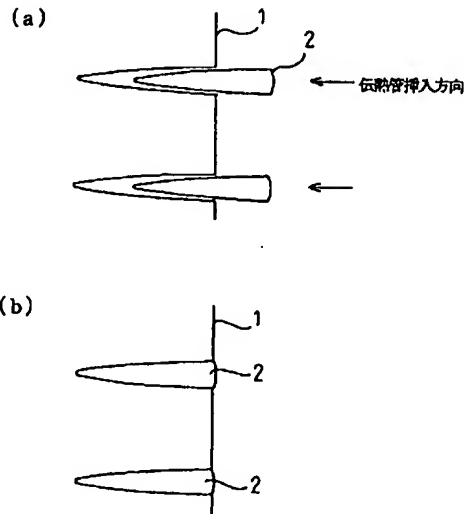


【図4】

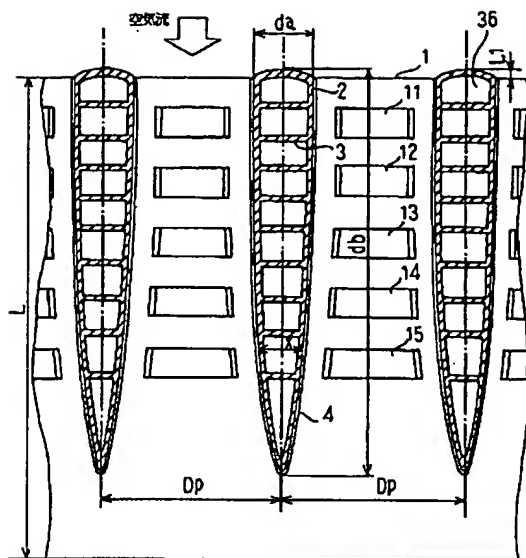


5: フィン拡張部

【図5】



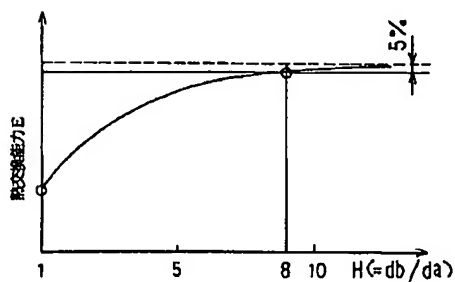
【図3】



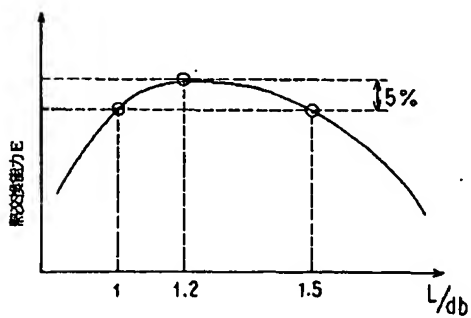
A-A断面

- Dp : 段ピッチ
 L : フィン幅
 Fp : フィンピッチ
 da : 伝熱管の短軸径
 db : 伝熱管の長軸径
 $L1$: フィンからの突出長さ
 X : 伝熱管の短軸長さ
- 1: 板状フィン
 2: 伝熱管
 3: 管内縦壁
 4: フィンカラー
 1~15: スリット
 36: 窓

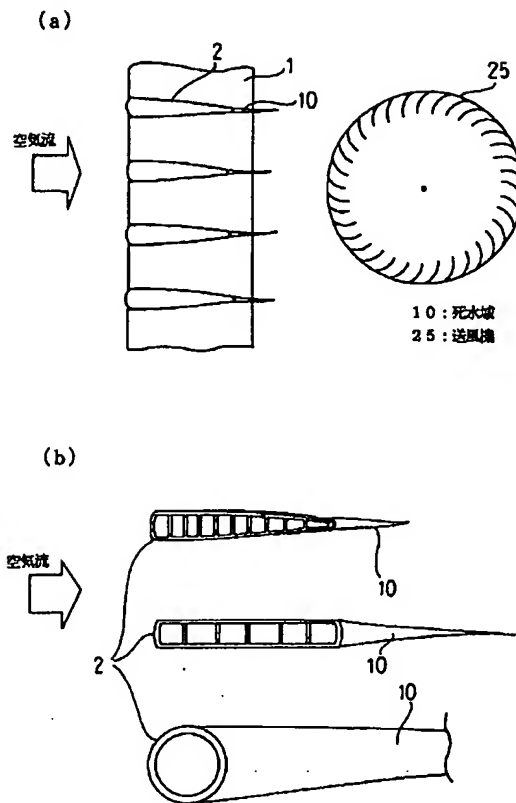
【図9】



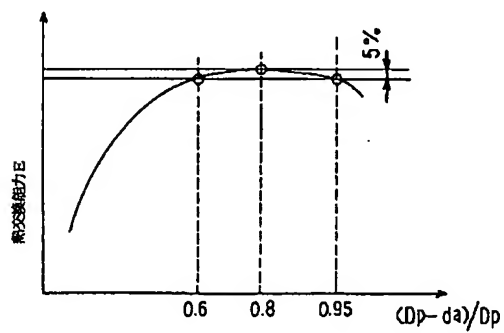
【図11】



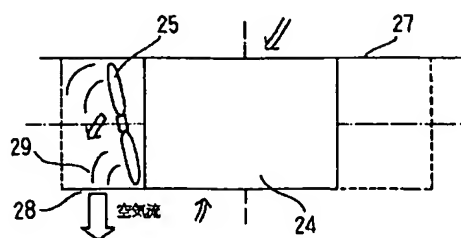
【図7】



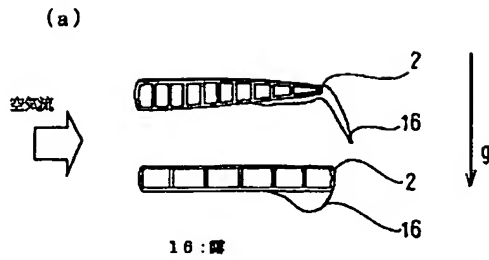
【図10】



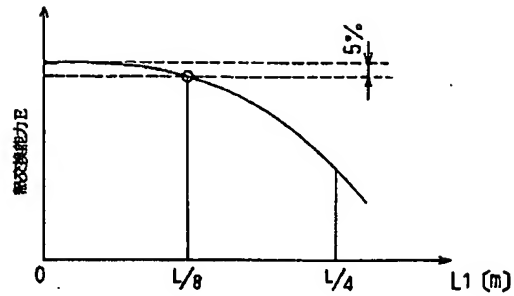
【図18】



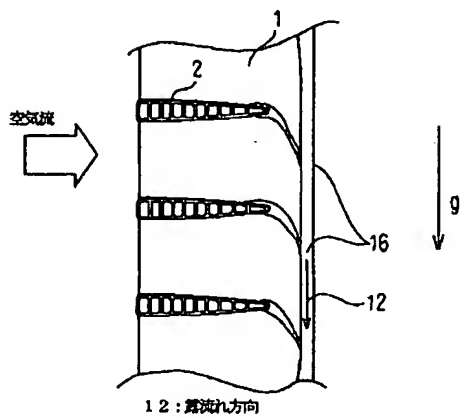
【図8】



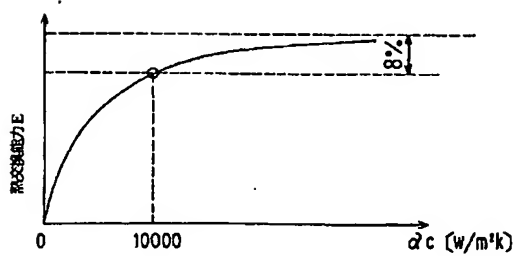
【図12】



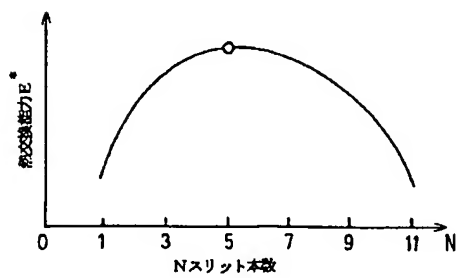
(b)



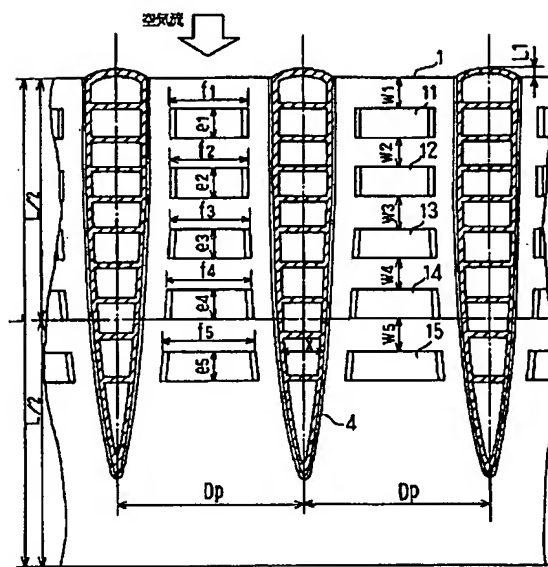
【図13】



【図16】

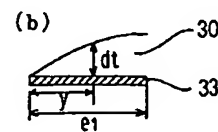
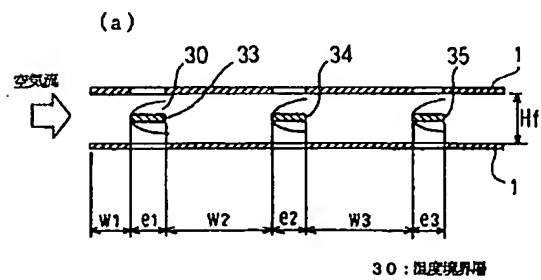


【図14】

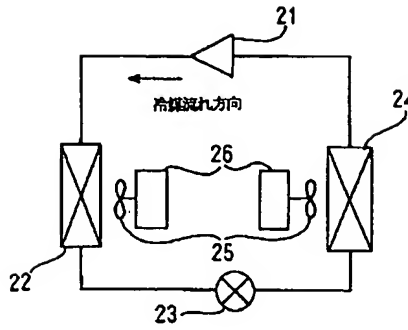


e1~e5: スリット幅
f1~f5: スリット長さ
w1~w5: スリット間距離

【図15】

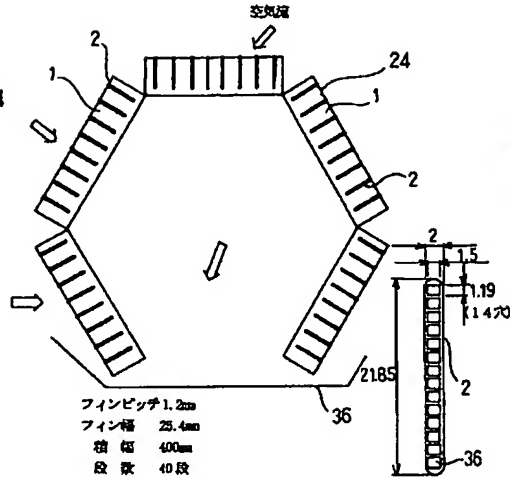


【図17】

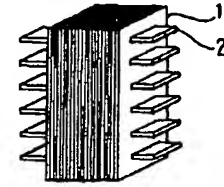


- 21: 圧縮機
- 22: 凝縮熱交換器
- 23: 絞り装置
- 24: 蒸発熱交換器
- 25: 送風機
- 26: 送風機用モーター

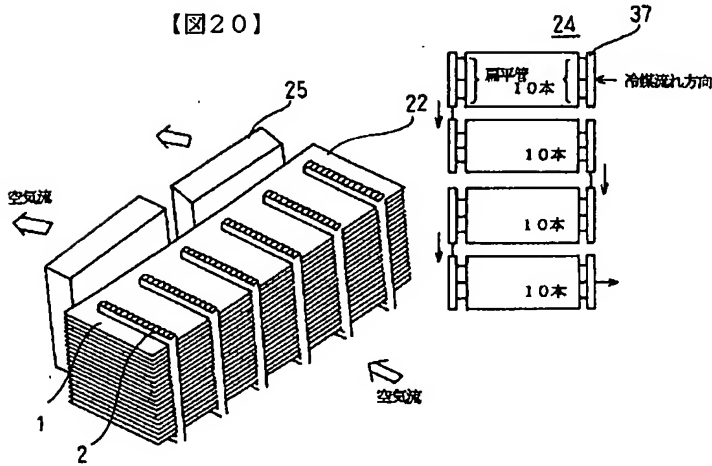
【図19】



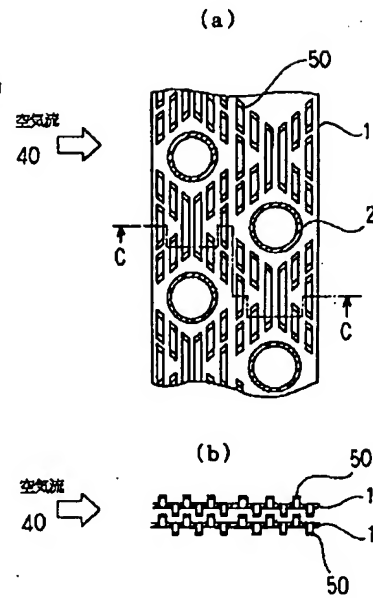
【図23】



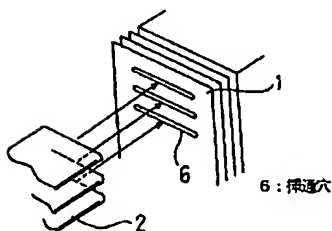
【図21】



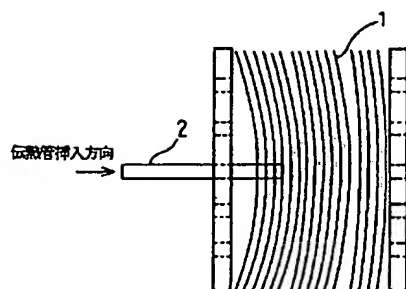
【図22】



【図24】



【図25】



フロントページの続き

(72)発明者 加賀 邦彦
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 山田 賢一
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内
Fターム(参考) 3L103 AA01 AA37 BB38 BB42 CC22
CC28 DD08 DD33